

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-101651

(43)Date of publication of application : 12.04.1994

(51)Int.Cl.

F04B 49/00

E02F 9/22

(21)Application number : 04-249865

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 18.09.1992

(72)Inventor : TOMIKAWA OSAMU

HIRATA TOICHI

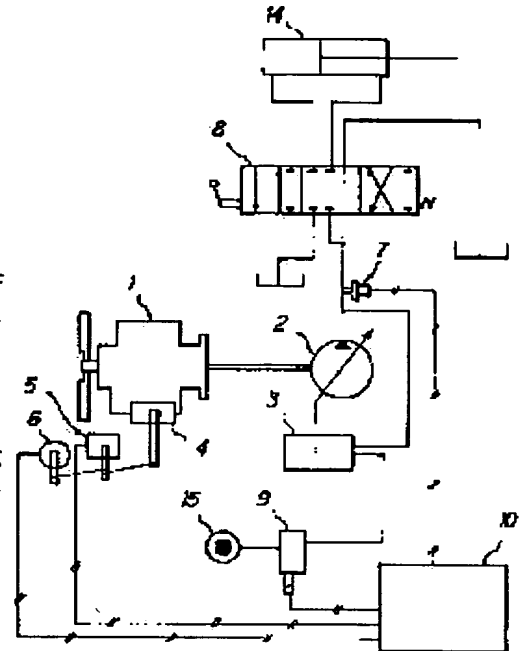
GOTO YASU HARU

(54) HORSEPOWER CONTROL DEVICE FOR HYDRAULIC PUMP

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide the horsepower control device of a hydraulic pump capable of effectively utilizing the horsepower of a prime mover nearly in the whole region regardless of a mechanical regulator provided on it.

CONSTITUTION: A hydraulic circuit is provided with a prime mover 1, a variable- displacement hydraulic pump 2, a regulator 3, a governor 4, a driving device 5 driving the lever of the governor 4, an arm cylinder 14, and a direction selector valve 8. The horsepower control device of the hydraulic pump 2 is provided with a solenoid valve 9 outputting the control pressure to the drive section of the regulator 3, a pressure sensor 7 detecting the discharge pressure of the hydraulic pump 2 and outputting it as a signal, and a control device 10 outputting the drive signal to the solenoid valve 9 so that the control pressure coping with the force of the spring of the regulator 3 is outputted to the drive section of the regulator 3 in response to the signal outputted from the pressure sensor 7.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(11)特許出願公開番号

(43)公開日 平成6年(1994)4月12日

技術表示箇所

9131-3H

$$Z$$

(74)代理人 弁理士 武 顕次郎 (外1名)

[illegible]

【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機と、この原動機によって駆動される可変容量油圧ポンプと、ばねの力に対抗するように与えられる上記油圧ポンプの自己圧に応じて当該油圧ポンプの押しのけ容積を制御するレギュレータと、上記原動機の回転数を制御するガバナと、このガバナのレバーを駆動する駆動装置と、上記油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータと、上記油圧ポンプから上記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁とを備えた油圧回路に設けられる、上記油圧ポンプの馬力制御装置において、

上記レギュレータの駆動部に制御圧を出力する電磁弁と、上記油圧ポンプの吐出圧を検出し、信号として出力する圧力センサとを設けるとともに、この圧力センサから出力される信号に応じて、上記レギュレータのばねの力に対抗する制御圧が当該レギュレータに出力されるように上記電磁弁に駆動信号を出力する制御装置を設けたことを特徴とする油圧ポンプの馬力制御装置。

【請求項2】 原動機と、この原動機によって駆動される可変容量油圧ポンプと、ばねの力に対抗するように与えられる上記油圧ポンプの自己圧に応じて当該油圧ポンプの押しのけ容積を制御するレギュレータと、上記原動機の回転数を制御するガバナと、このガバナのレバーを駆動する駆動装置と、上記油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータと、上記油圧ポンプから上記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁とを備えた油圧回路に設けられる、上記油圧ポンプの馬力制御装置において、

上記ガバナのレバーの変位量を検出し、信号として出力する変位検出装置と、上記レギュレータの駆動部に制御圧を出力する電磁弁と、上記油圧ポンプの吐出圧を検出し、信号として出力する圧力センサと、上記原動機の回転数を検出する回転数検出装置とを設けるとともに、上記圧力センサ、上記変位検出装置及び上記回転数検出装置のそれぞれから出力される信号に応じて、上記レギュレータのばねの力に対抗する制御圧が当該レギュレータに出力されるように上記電磁弁に駆動信号を出力する制御装置を設けたことを特徴とする油圧ポンプの馬力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、内蔵するばねの力に対抗するように与えられる可変容量油圧ポンプの自己圧に応じて当該油圧ポンプの押しのけ容積を制御するレギュレータを備えた、油圧ショベル等の油圧機械に備えられる油圧ポンプの馬力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 図11は従来の油圧ポンプの馬力制御装置を示す回路図、図12は図11に示す従来の馬力制御

装置に備えられるレギュレータ部分の構成を示す図、図13は図12に示すレギュレータによって得られる吸収トルクと原動機の出力トルクとの関係を示す図である。

【0003】 この従来技術は、油圧機械例えば油圧ショベルに備えられるものである。図11に示す原動機1によって可変容量油圧ポンプ2が駆動し、方向切換弁8を操作することによりアクチュエータ、例えばアームシリンダ14が作動する。油圧ポンプ2は、通常は最大傾転になっている。アームシリンダ14に流れる流量は、方向切換弁8のブリード量とアームシリンダ14の負荷圧とで決定される。なお、ブリード量とは、方向切換弁8のセンタバイパス通路からタンクに絞り捨てられる流量である。

【0004】 いま、アームシリンダ14に高い負荷がかかり、ポンプ圧が上昇していく場合を考える。最大傾転のままでは吸収馬力がオーバーしてしまうので、ポンプ圧が上昇した場合にはそれに応じて油圧ポンプ2の押しのけ容積の大きさを制限する必要がある。そこで油圧ポンプ2の押しのけ容積を制御するレギュレータ3が設けられている。

【0005】 図12は、このレギュレータ3部分を示している。油圧ポンプ2の吐出圧、すなわち自己圧Pdを受ける受圧スプール3aと、サーボスプール3bと、サーボシリンダ3cと、サーボスプール3bを付勢するばね3dとから成り、サーボシリンダ3cは傾転ピストン3eの最大傾転位置を規定している。ここで、自己圧Pdが上昇すると、受圧室Cに導かれた自己圧Pdにより受圧スプール3aとサーボスプール3bは、ばね3dの力とつり合う位置まで同図12の右方向へ移動する。サーボスプール3bの移動に伴ってサーボ室Aにも油圧源15の圧油が導かれ、傾転ピストン3eのサーボ室A側に位置する受圧面積とサーボ室B側に位置する受圧面積の差に応じて、傾転ピストン3eはサーボシリンダ3cとともに同図12の右方向、すなわち小傾転側に移動し始める。サーボシリンダ3cがサーボスプール3bの位置まで移動すると、サーボ室Aとサーボ室Bの圧力がつり合い、傾転ピストン3eは停止する。ある圧力のときの傾転位置はばね3dの強さで決まり、これに応じて吸収トルクが決まる。吸収トルクが原動機1の出しうるトルクを越えないように、ばね3dのばね定数とセット力が決められる。

【0006】 なお、図11において、4は原動機1の回転数を制御する回転数制御装置、すなわちガバナ、5はガバナ4のレバーを駆動する駆動装置である。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】 上述した従来技術では、自己圧Pdとばね3dの力とのつり合いで傾転位置、すなわち押しのけ容積が決まるため、圧力と傾転位置（傾転角）の関係、いわゆるポンプPQ特性線は図13に示すように直線となる。したがって、図12では説

明を簡単にするために1本のばね3dだけを描いてあるが、実際には理想的な原動機（エンジン）PQ特性線に近づけるために、ばね3dとして、セット力とばね定数の異なる2本のばねを組み合わせている。しかしながら、このように2本のばねを組み合わせても、この従来技術にあっては図14のハッチングで示すように馬力を有効に使用できない範囲が存在し、作業効率の向上を見込めず、これに伴って経済性の点でも問題があった。

【0008】また特にこの従来技術にあっては、原動機1の回転数を検出することにより原動機1の負荷状態を検出して油圧ポンプ2の吸収トルクを変化させる、いわゆるスピードセンシング制御を実施しようとするとき、吸収トルクを増加させようとするときオーバートルクになってしまうことがあり、このため回転数の静定を悪くしていた。

【0009】本発明は、上述した従来技術の実情に鑑みてなされたもので、その目的は、従来と同等の機械式のレギュレータを設けてあるにもかかわらず、原動機の馬力をほぼ全領域で有効に活用することができる油圧ポンプの馬力制御装置を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】この目的を達成するために、本発明の請求項1に記載の発明は、原動機と、この原動機によって駆動される可変容量油圧ポンプと、内蔵するばねの力に対抗するように与えられる上記油圧ポンプの自己圧に応じて当該油圧ポンプの押しのけ容積を制御するレギュレータと、上記原動機の回転数を制御するガバナと、このガバナのレバーを駆動する駆動装置と、上記油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータと、上記油圧ポンプから上記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁とを備えた油圧回路に設けられる、上記油圧ポンプの馬力制御装置において、上記レギュレータの駆動部に制御圧を出力する電磁弁と、上記油圧ポンプの吐出圧を検出し、信号として出力する圧力センサとを設けるとともに、この圧力センサから出力される信号に応じて、上記レギュレータのばねの力に対抗する制御圧が当該レギュレータに出力されるように上記電磁弁に駆動信号を出力する制御装置を設けた構成にしてある。

【0011】また、請求項2に記載の発明は、原動機と、この原動機によって駆動される可変容量油圧ポンプと、内蔵するばねの力に対抗するように与えられる上記油圧ポンプの自己圧に応じて当該油圧ポンプの押しのけ容積を制御するレギュレータと、上記原動機の回転数を制御するガバナと、このガバナのレバーを駆動する駆動装置と、上記油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータと、上記油圧ポンプから上記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁とを備えた油圧回路に設けられる、上記油圧ポンプの馬力制御装置において、上記ガバナのレバーの変位量を

検出し、信号として出力する変位検出装置と、上記レギュレータの駆動部に制御圧を出力する電磁弁と、上記油圧ポンプの吐出圧を検出し、信号として出力する圧力センサと、上記原動機の回転数を検出する回転数検出装置とを設けるとともに、上記圧力センサ、上記変位検出装置及び上記回転数検出装置のそれぞれから出力される信号に応じて、上記レギュレータのばねの力に対抗する制御圧が当該レギュレータに出力されるように上記電磁弁に駆動信号を出力する制御装置を設けた構成にしてある。

【0012】

【作用】請求項1に記載の発明にあっては、あらかじめレギュレータに内蔵されるばねのセット力を、油圧ポンプの吸収トルクが原動機の出力トルクよりも大きくなるセット力となるように設定しておく。このような状態で、油圧ポンプの吐出圧を検出する圧力センサから出力される信号に応じて、制御装置は電磁弁を駆動する信号を出力する。これにより、電磁弁から油圧ポンプの吐出圧に応じた制御圧がレギュレータのばねに対抗するように与えられる。すなわちそれまで、ばねの力と油圧ポンプの自己圧とに応じて油圧ポンプの吸収トルクが原動機の出力トルクよりも大きくなるように押しのけ容積を制御していたレギュレータは、電磁弁から出力される制御圧によりばねを押し戻し、押しのけ容積を小さくするように作動する。これにより、油圧ポンプの吸収トルクは小さくなって原動機の出力トルクとほぼ同じになる。したがって、原動機の馬力を使用できない範囲がきわめて少なくなり、この原動機の馬力をほぼ全領域で有効に活用することができる。

【0013】また、請求項2に記載の発明にあっては、制御装置が上述した請求項1の発明の作用に加えて原動機の回転数をも考慮した駆動信号を電磁弁に出力するので、電磁弁からガバナのレバーの変位量、油圧ポンプの吐出圧、及び原動機の回転数に応じた制御圧がレギュレータのばねに対抗するように与えられる。したがってレギュレータはこの制御圧によりばねを押し戻し、押しのけ容積を小さくするように作動する。これにより、請求項1の発明と同様に油圧ポンプの吸収トルクを原動機の出力トルクとほぼ同じにすることができ、原動機の馬力をほぼ全領域で有効に活用することができるとともに、制御圧は原動機の回転数、すなわち原動機の負荷状態をも考慮した制御圧であるので、油圧ポンプの吸収トルクを増加させようとする際に吸収トルクが原動機の出力トルクを越えるオーバートルクを発生させることがない。

【0014】

【実施例】以下、本発明の油圧ポンプの馬力制御装置の実施例を図に基づいて説明する。

【0015】図1は請求項1に対応する本発明の油圧ポンプの馬力制御装置の第1の実施例を示す回路図、図2は第1の実施例に備えられるレギュレータ部分の構成を

示す図、図3は第1の実施例に備えられるレギュレータのセットトルクと、レギュレータの受圧室に与えられる制御圧力との関係を示す図、図4は第1の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図である。

【0016】これらの図において、前述した従来技術を示す図11、12と同等のものは同じ符号で示してある。

【0017】すなわち、この第1の実施例も例えば油圧ショベルに備えられるものであり、図1に示すように、原動機1と、この原動機1によって駆動される可変容量油圧ポンプ2と、油圧ポンプ2の自己圧に応じて当該油圧ポンプ2の押しのけ容積を制御するレギュレータ3と、原動機1の回転数を制御するガバナ4と、このガバナ4のレバーを駆動する駆動装置5と、油圧ポンプ2から吐出される圧油によって駆動するアクチュエータ、例えばアームシリンダ14と、油圧ポンプ2からアームシリンダ14に供給される圧油の流れを制御する方向切換弁8とを備えている。

【0018】上記したレギュレータ3は図2にも示すように、油圧源15に連絡されるサーボシリンダ3cと、このサーボシリンダ3c内に摺動可能に設けられるサーボスプール3bと、このサーボスプール3bを付勢するばね3dと、サーボシリンダ3cに連結され、油圧ポンプ2の押しのけ容積、すなわち傾転角を制御する傾転ピストン3eと、この傾転ピストン3eの一方の端部に設けられ、サーボスプール3b、サーボシリンダ3cを介して油圧源15に連絡可能なサーボ室A、傾転ピストン3eの他方の端部に設けられ、油圧源15に常時連通するサーボ室Bと、油圧ポンプ2の吐出圧Pdが与えられる受圧室Cとを備えている。

【0019】以上の構成要素は、前述した図11、12に示す従来技術と同等である。そして、特にこの第1の実施例では、以下に述べる構成要素を備えている。

【0020】すなわち、レギュレータ3の駆動部に制御圧を出力する電磁弁9と、油圧ポンプ2の吐出圧を検出し信号として出力する圧力センサ7と、この圧力センサ7から出力される信号に応じて、レギュレータ3のばね3dの力に対抗する制御圧が当該レギュレータ3に出力されるように後述の処理を行なって電磁弁9に駆動信号を出力する制御装置10とを備えている。上述したレギュレータ3は、ばね3dの反対側に位置するサーボスプール3bの端部に2段の受圧スプール3fを設けてあり、この受圧スプール3fの端部に、電磁弁9を介して与えられる制御圧が導かれる受圧室Dを形成してある。なお、油圧源15としてパイロット系の油圧を利用することを考慮して、受圧スプール3fの受圧室Dに位置する端部の受圧面積が、受圧室Cに位置する段部の受圧面積よりも大きくなるように、この受圧スプール3fを製作してある。

【0021】また、図2に示すばね3dは説明を簡単に

するために、模式的に1つのばねとして描いてあるが、このばね3dは前述したように実際には、セット力とばね定数の異なる2つのばねより成っている。また、これらの2つのばねより成るばね3dのセット力は、前述した図12に示す従来のばねのセット力よりも大きなセット力、すなわち、油圧ポンプ2の吸収トルクが原動機1の出力トルクよりも大きくなるセット力となるようにあらかじめ設定してある。図3のポンプPQ特性線L1が、この大きなセット力に対応している。

【0022】なお、ガバナ4のレバーの変位量を検出し信号として出力する変位検出装置、例えばレバー位置を検出する位置検出装置6を設けてあるが、この位置検出装置6は後述する第3の実施例において必要とするものであり、この第1の実施例では必要としていない。

【0023】次に、上記のように構成した第1の実施例における動作について、制御装置10の処理内容を示す図4等に基づいて説明する。

【0024】制御装置10では、はじめに、同図4のステップ0に示すように、圧力センサ7からの信号Vに基づいて数値化した圧力Pを求める。この圧力Pでステップ1のテーブルを参照し、圧力Pに対応する目標吸収トルクT₀を求める。このテーブル1は、上述のようにオーバートルクに設定されたレギュレータ3の、各圧力Pにおける吸収トルクを数値化して目標吸収トルクT₀としてあらかじめ設定したものである。次に、ステップ3において、目標吸収トルクT₀と、原動機1の出力トルクに応じてあらかじめ設定されるベーストルクT₀とのトルク差ΔTを演算する。ここで、ベーストルクT₀は、原動機1の性能のばらつきを考慮して、例えば、原動機1の出力トルク（設定出力馬力）より少し小さい値に設定しておく。このトルク差ΔTの分、吸収トルクを減少させれば、油圧ポンプ2は理想的な吸収トルクカーブを描くことになる。

【0025】そこで、ステップ3で得られたトルク差ΔTに相当する制御圧が、レギュレータ3の受圧室Dに出力されるように、制御装置10から電磁弁9に駆動信号を出力すれば良いが、このトルク差ΔTに相当する制御圧をそのまま出力すると、吸収トルクは図3に示す特性線L1を単に同図3の左方向に平行移動させた特性線になってしまう。例えば、ポンプ2のレギュレータ3が理想的なPQ特性線を描くものであったと仮定すると、トルク差ΔTは一定となり、レギュレータ3の受圧室Dに一定の制御圧が与えられるが、その結果、図5に示すように、高圧域と低圧域とでは吸収トルクが同じでなくなってしまう。ここで、ポンプ吐出圧（自己圧）をPd、ポンプ傾転角をθ、受圧室Dに与えられる制御圧をPi、減少トルクをtとすれば、吸収トルクTpは、

$$(Pd + Pi) \theta = Tp + t$$

$$Pi \cdot \theta = t$$

$$Pi = (t / Tp) \cdot Pd$$

となる。したがって、本来、 t 、 T_p を一定とすれば、制御圧 P_i をポンプ吐出圧 P_d に比例させて増加させるような制御が必要になる。

【0026】そこで、この第1の実施例では、図4のステップ2に示すように、圧力 P の増加に比例して増加する圧力補正係数 K のテーブルを設定してある。ステップ4では、ステップ2で求めた圧力 P に対応する圧力補正係数 K と、前述したステップ3で求めたトルク差 ΔT とを乗じて補正トルク差 ΔT_m を求める演算を行なう。これにより、ポンプ吐出圧 P_d に相当する圧力 P が高圧になるにしたがって大きくなる補正トルク差 ΔT_m が求められる。

【0027】次いでステップ5で、補正トルク差 ΔT_m に相当する目標制御圧 P_c が求められ、さらにステップ6で、目標制御圧 P_c に相当する駆動信号、すなわち電流 i が求められる。この電流 i で電磁弁9は制御される。なお、上記したステップ5は、上述のように受圧室Cに位置する受圧スプール3fの段部の受圧面積が、受圧室Dに位置する受圧スプール3fの端部の受圧面積よりも小さいことに伴う比率分の変換をするテーブルである。

【0028】このように、ステップ5で得られる補正トルク差 ΔT_m は、ポンプ吐出圧 P_d が高圧になるにしたがって、より多くの制御圧を電磁弁9から供給し得るように補正を考慮したものである。また、補正トルク差 ΔT_m が大きいうことは、その分だけ理想的なポンプPQ特性線に対してオーバートルクになっているということである。したがって、上述のように補正トルク差 ΔT_m に相当する目標制御圧 P_c を求め、この目標制御圧 P_c に相当する電流 i をこの制御装置10から電磁弁9に出力することにより、理想的なポンプPQ特性線に示得る制御圧が図2に示すレギュレータ3の受圧室Dに与えられる。これに応じて、受圧スプール3f、サーボスプール3bが、前述したように過大なセット力に設定したばね3dの力に抗して同図2の右方向に移動し、油圧源15の圧油が傾転ピストン3eのサーボ室Aにも与えられる。これにより、傾転ピストン3eが同図2の右方向に移動し、傾転角、すなわち油圧ポンプ2の押しのけ容積を小さくする制御が行なわれ、傾転ピストン3eに追従してサーボシリンダ3cが同図2の右方向に移動することにより、傾転ピストン3eの両端に与えられる受圧圧力がつり合い、これによって傾転ピストン3eは停止する。

【0029】このようにして、この第1の実施例では、図3のエンジンPQ特性線にはとんど接するような、理想的なポンプPQ特性線L2を得ることができる。したがって、従来と同等の機械式のレギュレータ3を設けてありながら、原動機1の馬力をほぼ全領域で有効に活用することができ、作業効率を向上させることができ、これに伴って経済性も向上させることができる。

【0030】図6の(a)は本発明の第2の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図、同図6の(b)はある圧力におけるポンプトルクを出すのに必要なシフト量 ΔP を示す図である。

【0031】この第2の実施例は、基本的な構成は前述した図1、図2に示す第1の実施例と同等であるが、制御装置10における処理内容が異なっている。すなわち、この第2の実施例では、第1の実施例の制御装置10の図4で示す処理内容のうちのステップ2、3、4を除き、それに代わるものとして、同図6の(a)に示すようにステップ1のテーブルを、レギュレータ3のばね3dの過大なセット力に相応するセットトルクを、ベーストルク T に一致させるために必要な同図6の(b)で例示するシフト量 ΔP を、各圧力毎に対応して予め設定したものであり、このステップ1の内容は、図4に示す第1の実施例の制御装置10の処理内容のステップ1、2、3、4を包含するものである。

【0032】このように構成した第2の実施例も、第1の実施例の補正トルク差 ΔT_m に相当するシフト量 ΔP に応じた目標制御圧 P_c をステップ5で求め、この目標制御圧 P_c に相当する電流 i をステップ6で求め、この電流 i を制御装置10から電磁弁9に出力するようにしてあることから、第1の実施例と同等の作用効果を得ることができる。

【0033】図7は本発明の第3の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図である。この第3の実施例では、第1の実施例の構成に加えて、図1に示すガバナ4のレバーの変位量を検出し信号として出力する変位検出装置、例えばレバー位置を検出する位置検出装置6を必須の構成要素としてある。なお、第1の実施例を説明するための図でもある図1に、この位置検出装置6を便宜上描いてあるが、先にも述べたように、第1の実施例では、この位置検出装置6を必須の構成要素としていない。

【0034】この第3の実施例では、前述した第1の実施例の図4のステップ3に与えられるベーストルク T を同図7に示すようにステップ7、ステップ8を介して変化させることができるように構成してある。すなわち、ステップ7でガバナ4のレバー位置を検出する位置検出装置6の検出値 V から現在の目標回転数 N_r を求め、ステップ8でその目標回転数 N_r に相応するベーストルク T を求め、ステップ3では、ステップ1で求められた目標吸収トルク T_a と、ステップ8で求められた原動機1の出力トルクに相応するベーストルク T とのトルク差 ΔT を求めるようにしている。したがって、制御装置10から電磁弁9に出力される電流 i は、現在の目標回転数 N_r を考慮した制御圧を与え得るものであり、第1の実施例に比べてより精度の高い制御を実現させることができる。

【0035】図8は請求項2に対応する本発明の第4の

実施例を示す回路図、図9は第4の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図である。

【0036】図8に示す第4の実施例は、図1に示す構成に加えて原動機1の回転数を検出する回転数検出装置12を設けてあり、制御装置13は圧力センサ7、位置検出装置6、及び回転数検出装置12のそれぞれから出力される信号に応じて、レギュレータ3のばねの力に対向する制御圧が当該レギュレータ3に出力されるように電磁弁9に駆動信号を出力するように構成してある。この第4の実施例における原動機1は主にディーゼルエンジンであり、そのガバナ4はR S Vガバナと呼ばれる形式のものである。このガバナ4は、原動機1の回転数を一定に保とうとする機能があるが、図10に示すように、無負荷時と負荷時とは若干の回転数差 ΔN を生じる。この第4の実施例では、この回転数差 ΔN を検出することで原動機1の負荷状態を判定し、より定格点に近づけるように制御しようとするものである。

【0037】この第4の実施例の制御装置13では、図9に示すように、回転数検出装置12から出力される信号、すなわちパルスを入力し、ステップ7でその周期Wを求め、ステップ8で $1/W$ から実回転数Nを求める。一方、ガバナ4のレバーの位置検出装置6からの信号を入力し、ステップ9で目標回転数 N_r を求める。なおここで、ガバナ4のレバーを動かすために駆動装置5としてステップモータを用い、その位置決め制御で目標回転数 N_r を求めるようにしてもよい。このようにして求められる目標回転数 N_r は、ガバナ4の或るレバー位置における原動機1の定格回転数に相応する。

【0038】次にステップ10において、ステップ8で求められた実回転数Nと、ステップ9で求められた目標回転数 N_r との回転数差 ΔN を求める。原動機1の負荷が定格馬力に対して軽い場合には回転数差 ΔN は正の値をとり、定格馬力を超えた場合には回転数差 ΔN は負の値をとる。次にステップ11で、ステップ10で求めた回転数差 ΔN に相応する、定格時のトルクとの差 Δt を求める演算がおこなわれる。

【0039】なお、前述した第1の実施例では、ベーストルクTを原動機1の出力トルク（定格馬力）より少なく設定したが、この第4の実施例では、ベーストルクTを原動機1の出力トルクより少し大きめに設定しておく。

【0040】そして、ステップ12で、ステップ3で求められた目標吸収トルク T_t とベーストルクTとのトルク差 ΔT に、実際の原動機1の負荷状態を考慮して求めた補正值 Δt を減じて ΔT_n を求める演算がおこなわれる。原動機1の負荷が軽いときには回転数差 ΔN が正方向に大きくなるのでステップ11の補正值 Δt が増大し、或る圧力における ΔT_n が減少し、ポンプ2の吸収トルクが増大する。また、例えば高地等で作業する場合には空気が薄くなり、原動機1の出力が低下するが、こ

のような場合には回転数差 ΔN が負方向に大きくなるので補正值 Δt が減少し、その結果 ΔT_n が増大し、ポンプ2の吸収トルクが減少する。このような作用を含めてポンプ吐出圧 P_d により前述した第1の実施例と同様な馬力制御をおこなうので、得られる馬力線図は理想的な馬力線図となる。

【0041】このように構成した第4の実施例にあっては、特に、従来の機械式レギュレータ3を用いながら、オーバートルクになることなくスピードセンシング制御を実施することができ、回転数の静定が良好となる。

【0042】なお、上記各実施例におけるトルクテーブルを適宜変更（ROMを変更）することにより油圧ポンプ2の吸収トルク特性を容易に変更することができ、このようなトルク特性の変更に際しレギュレータ3のばねを交換したり、リセットを調整したりする煩雑な作業を要しない。

【0043】また、上記各実施例は、従来の1ポンプおよび2ポンプ外部コンベン制御付きのレギュレータを備えた馬力制御装置にも適用することができる。

【0044】

【発明の効果】以上述べたように、本発明の油圧ポンプの馬力制御装置は、従来と同等の機械式のレギュレータを設けてあるにもかかわらず、原動機の馬力をほぼ全領域で有効に活用することができ、従来に比べて作業効率を向上させることができ、これに伴って優れた経済性を確保できる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】請求項1に対応する本発明の油圧ポンプの馬力制御装置の第1の実施例を示す回路図である。

【図2】第1の実施例に備えられるレギュレータ部分の構成を示す図である。

【図3】第1の実施例に備えられるレギュレータのセットトルクと、レギュレータの受圧室に与えられる制御圧力との関係を示す図である。

【図4】第1の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図である。

【図5】レギュレータの受圧室に与えられる制御圧力と吸収トルクが吐出圧によって変化してしまうことを示す図である。

【図6】(a)は本発明の第2の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図であり、(b)は或る圧力におけるポンプトルクを出すのに必要なシフト量 ΔP を示す図である。

【図7】本発明の第3の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図である。

【図8】請求項2に対応する本発明の第4の実施例を示す回路図である。

【図9】第4の実施例に備えられる制御装置の処理内容を示す図である。

【図10】原動機の回転数と出力トルクの関係を示す図

である。

【図11】従来の油圧ポンプの馬力制御装置を示す回路図である。

【図12】図11に示す従来の馬力制御装置に備えられるレギュレータ部分の構成を示す図である。

【図13】図12に示すレギュレータによって得られる吸収トルクと原動機の出力トルクとの関係を示す図である。

【図14】図11に示す従来の馬力制御装置における不具合を説明する図である。

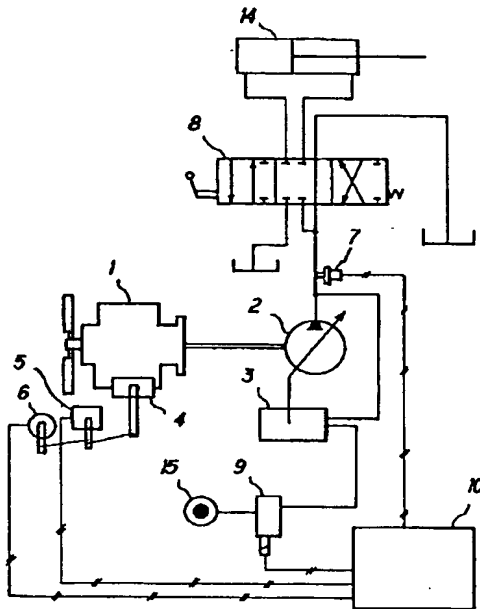
【符号の説明】

- 1 原動機
- 2 可変容量油圧ポンプ
- 3 レギュレータ
- 3b サーボスプール
- 3c サーボシリンダ
- 3d ばね

- * 3e 傾転ピストン
- 3f 受圧スプール
- 4 ガバナ
- 5 駆動装置
- 6 位置検出装置(変位検出装置)
- 7 圧力センサ
- 8 方向切換弁
- 9 電磁弁
- 10 制御装置
- 10 12 回転数検出装置
- 13 制御装置
- 14 アームシリンダ(アクチュエータ)
- 15 油圧源
- A サーボ室
- B サーボ室
- C 受圧室
- * D 受圧室

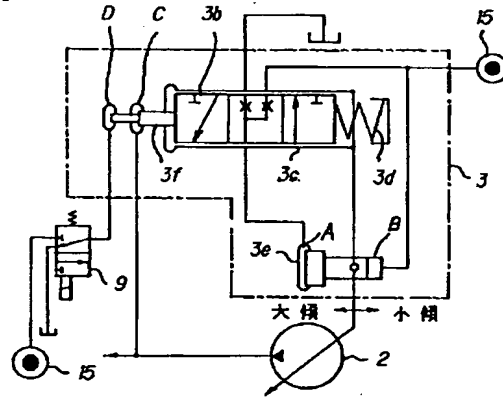
【図1】

【図11】



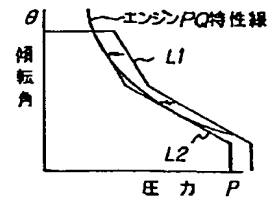
【図2】

【図2】



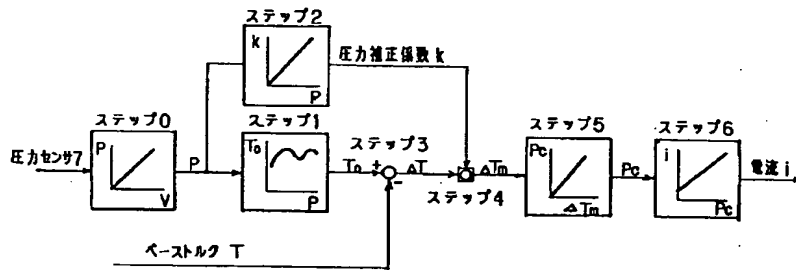
【図3】

【図3】



【図4】

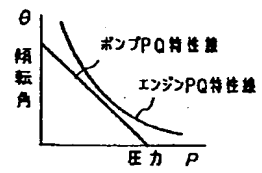
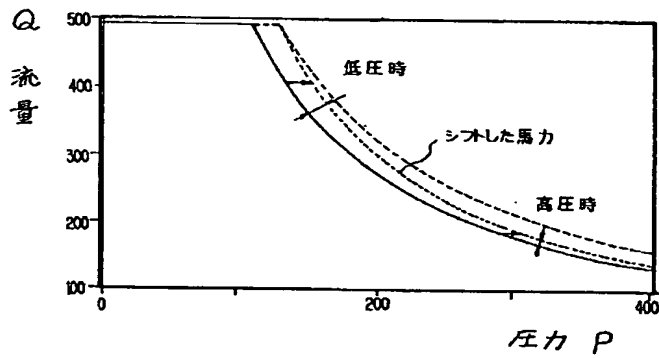
【図4】



【図5】

【図13】

【図13】

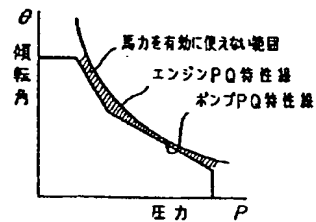
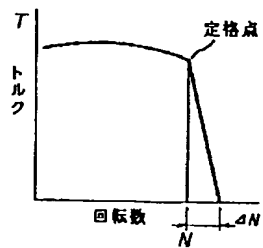


【図10】

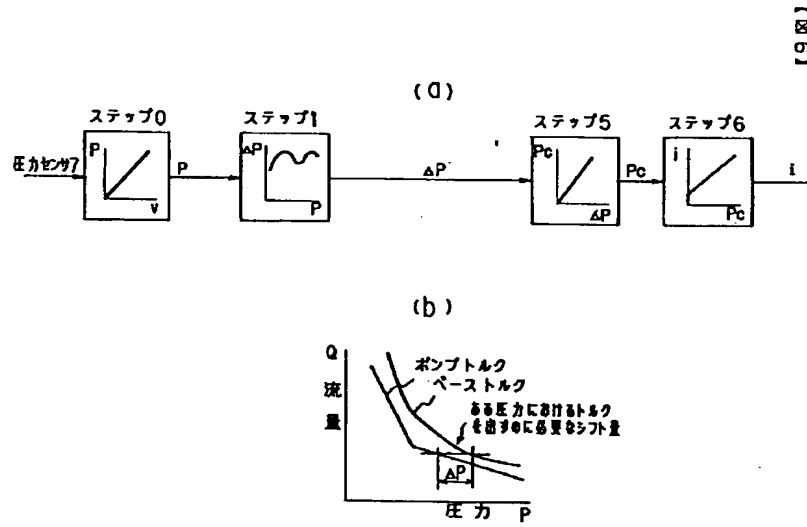
【図14】

【図10】

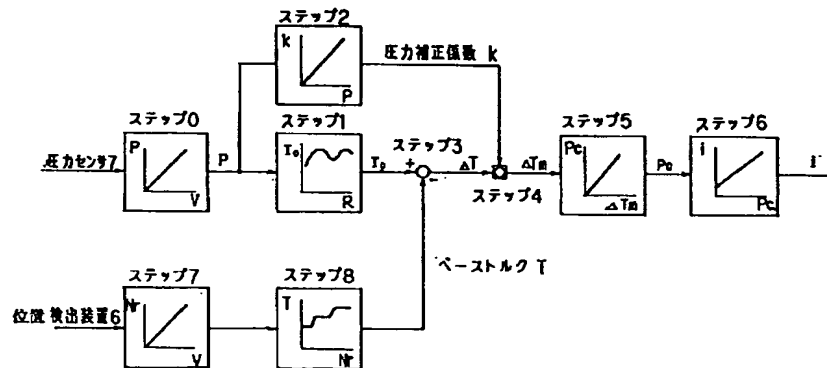
【図14】



【図6】

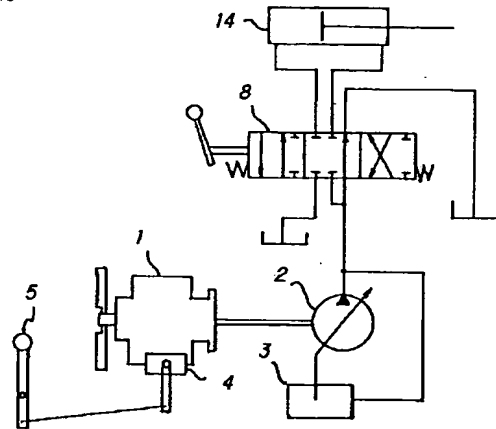


【図7】

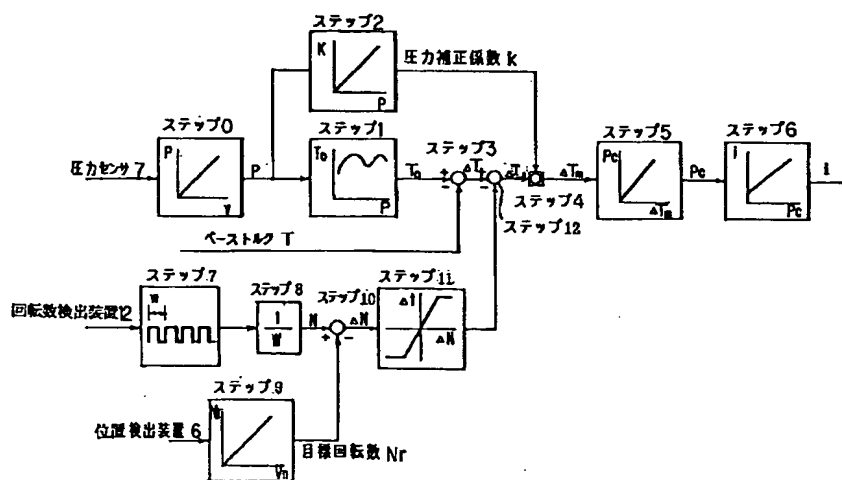


【図 11】

{ ☒ 11 }



【68】



【図12】

【図12】

